

моделью контакта (рис. 1,б) привела к резкому снижению величин максимальных контактных напряжений, что позволило обеспечить надежную работу зубчатых муфт при угле перекося  $\psi = 8,7 \cdot 10^{-3}$  рад (см. ГОСТ 5006–55 на зубчатые муфты общего назначения).

В заключение необходимо отметить, что при увеличении угла  $\psi_0$  применительно к модели контакта (рис.1,а) напряжения  $\sigma_{\max}$  стремительно возрастают. Если, например, принять угол  $\psi_0 = 45^\circ = 0,785$  рад, то в этом случае напряжения  $\sigma_{\max} = 62101$  МПа, и они превышают напряжения  $\sigma_{\max}$  при  $\psi_0 = 5,99 \cdot 10^{-3}$  рад. (см. таблицу) в  $62101/707,6 = 87,76$  раза.

### Выводы

1. Впервые выполнено решение плоской контактной задачи применительно к модели контакта цилиндра с клином, имеющим в середине горизонтальный выступ. Получены выражения максимальных контактных напряжений и ширины площадки контакта.

2. Установлено, что при определенных принятых условиях полученные решения перерождаются в решения двух плоских задач применительно к моделям контакта цилиндра с клином.

**Список литературы:** 1. А.с. 1504394 СССР. Зубчатая муфта /А.П.Попов (СССР).- 4089604/31–27; Заяв.09.07.86; Опубл.30.08.89. Бюл. №32. 2. А.с. 1587243 СССР. Зубчатая муфта А.П.Попова /А.П.Попов (СССР). – 4441519/31–27; Заяв.15.06.88; Опубл.23.08.90. Бюл. №31. 3. А.с. 1393945 СССР. Зубчатая муфта А.П.Попова /А.П.Попов (СССР).- 4063606/31–27; Заяв.25.02.86; Опубл.07.05.88. Бюл. №17. 4. А.с. 1559245 СССР. Зубчатая муфта /А.П.Попов (СССР). – 4142341/31–27; Заяв.05.11.86; Опубл.15.03.90. Бюл. №10. 5. Патент 25103 на корисну модель. Україна. Зубчаста муфта /Попов О.П., Савенков О.І. – U200703093; Заявл. 23.03.07; Опубл. 25.07.07. Бюл. №11. 6. Патент 51954 на корисну модель. Україна. Зубчаста муфта /Попов О.П., Попова Л.О., Савенков О.І. – U201000827; Заявл. 29.01.10; Опубл. 10.08.10. Бюл. №15. 7. Патент 55634 на корисну модель. Україна. Зубчаста муфта /Попов О.П., Попова Л.О., Савенков О.І. – U201004688; Заявл. 20.04.10; Опубл. 27.12.10. Бюл. №24. 8. Попов А.П. Экспериментальное исследование нагрузочной способности зубчатых муфт / А.П. Попов, О.И. Савенков // Вісник інженерної академії України. – Київ. – 2010.– № 3-4. – С. 203-209. 9. Попов А.П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев /А.П. Попов. – Николаев: Атолл, 2011. – 774с. 10. Фелль Л. Напряженное состояние и прочность материала при сжатии тел. Подшипник, №1, 1937. 11. Динник А.Н. Удар и сжатие упругих тел. Известия КПИ, 1909. 12. Петрусевич А.И. Расчет зубчатых передач, принятый в ЦКБР. Сборник статей по редукторостроению. Органеталл, 1035. 13. Timoshenko S., Baud P. The strength of Gear Teeth. Mechanical Engineering. V. 48, N11, 1924.

Поступила в редколлегию 31.08.2011

УДК 531.8

**В.И.СЕРИКОВ**, к.т.н., доцент каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ", Харьков

### ОЦЕНКА СОГЛАСОВАННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПИ МЕХАНИЗМОВ ДОСТАВКИ СТАНДАРТНЫХ ГРУЗОВ

*У статті розглянуто питання використання програмного комплексу, що дозволяє виявити в тому числі і кінематичну неузгодженість елементів конструкції на стадії проектування. Описано проведення аналізу реальної конструкції.*

*В статті рассмотрен вопрос использования программного комплекса, позволяющего выявить в том числе и кинематическую несогласованность элементов конструкции на стадии проектирования. Описано проведение анализа реальной конструкции.*

*The article reviewed the use of the software, which allows to identify, including the kinematic inconsistency of structural elements in the design stage. An analysis of the actual design is described.*

**Постановка задачи.** При создании новых механизмов с использованием прототипов нередко возможны кинематические погрешности, обусловленные нелинейными пропорциями прототипа и нового изделия. Это может привести к сбоям в работе отдельных узлов и (или) механизма в целом.

**Цель работы** – показать применимость разработанного программного комплекса, облегчающего работу проектантов при решении прикладных задач по созданию новой конструкции.

**Основная часть работы.** При решении задач, связанных с предварительной оценкой тех или иных параметров отдельных узлов и агрегатов, проектирование которых невозможно без анализа динамики их поведения, используется довольно известный математический аппарат. К таким задачам можно отнести разработку механизмов для перемещения стандартных в той или иной степени грузов [1].

Известны классические работы Ассура Л.В., Артоболевского И.И., в которых рассмотрены основы построения механизмов, их классификация и методы кинематического расчета механизмов. В дальнейшем эти работы получили развитие в области динамических расчетов. Стремительное развитие вычислительной техники позволило автоматизировать расчеты, что в свою очередь потребовало разработки новых методов исследования механизмов, их широкой алгоритмизации и формализации. В этом направлении широко известны работы Заблонского К.И., Белоконева И.М. С середины 80-х годов прошлого столетия, в СССР начинает развиваться новое направление в механике — компьютерное составление уравнений движения механических систем. Следует отметить здесь вклад Величенко В.В. (МФТИ), Почтаренко М.В. и др. (Иркутск), Коноплева В.А. и др. (Ленинградский филиал института ма-

шиноведения), Штейнвольфа Л.И., Митина В.Н., Андреева Ю.М., Дружинина Е.И. (ХПИ, Харьков).

В некоторых случаях механизм может быть неработоспособен по причине несоответствия геометрических параметров механизма и траектории, регламентированной ограничителями (направляющими). Такой вариант возможен в случае, если разработчик воспользовался аналогами и изменил геометрические параметры исходя из требований новой конструкции. В этой ситуации для решения второй задачи возможно использование анимационных программ, однако на сборке, насчитывающей десятки взаимосвязанных деталей, информация о том, что имеет место кромочный контакт между несколькими деталями, не даст полной картины происходящего. В этом случае нет ясного ответа на вопрос о том, вследствие чего механизм стал неработоспособен. Точный анализ данной проблемы можно провести только методами ТММ. Программы, дающие возможность анализировать кинематические схемы устройств, которые состоят из плоских механизмов, известны [2-4]. Однако они не дают возможности перейти к сквозному проектированию и свободно обмениваться информацией между модулями для дальнейших исследований.

Разработанный программный комплекс позволяет обойти указанные недостатки. Рассмотрим пример анализа некоторого механизма для доставки стандартных грузов [1].

Был проведен предварительный анализ работоспособности цепи конвейера. Прорисовка положений ведущего и ведомого звена на плоскости фронтальной проекции по результатам анализа кинематики показана на рис. 1.

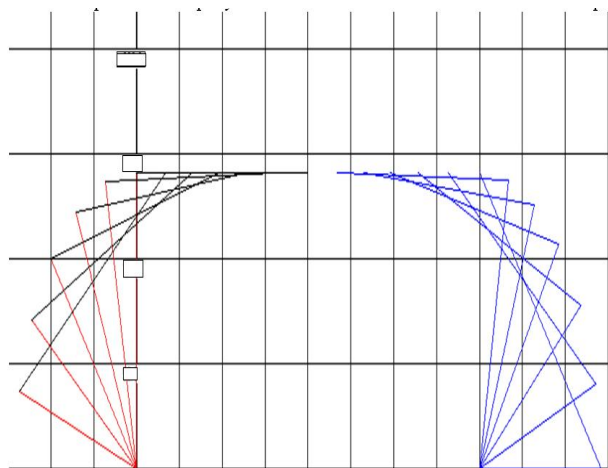


Рис. 1. Прорисовка траектории звеньев по результатам расчетов

Результаты расчетов для верхней части цепи представлены в виде графиков на рис. 2.

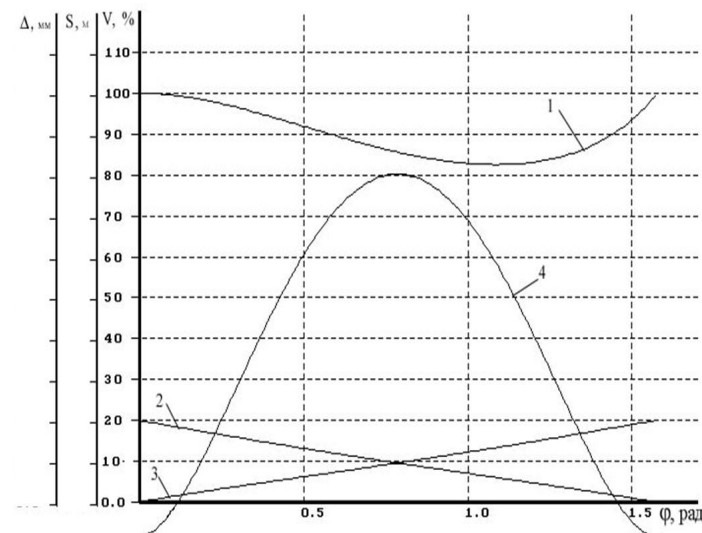


Рис. 2. Скорости и перемещения точки  $A_2$  в зависимости от угла поворота звездочки:

1 – скорость; 2, 3 – линейные перемещения точки  $A_2$  соответственно на сбегающей и набегающей ветвях; 4 – разница между линейными перемещениями 2 и 3

Анализ всей замкнутой цепи позволил выявить противоречия между геометрией механизма и требованиями кинематического соответствия его элементов.

Как видно из рис. 2, скорость точки  $A_2$  (набегающий на звездочку шарнир цепи) нелинейно изменяется в пределах 20% от максимальной величины, что приводит к динамическим нагрузкам на цепь, абсолютные величины которых зависят от угловой скорости ведущей звездочки механизма. Нелинейность имеет ярко выраженный несимметричный характер. При одинаковом повороте ведущей и ведомой звездочек точка  $A_2$  набегаёт на ведущую звездочку, и одновременно такой же процесс происходит на ведомой, только в зеркальном отражении. Следовательно, скорость цепи в пределах одной ветви (как на набегающей ветви цепи, так и сбегающей) имеет различные значения. Очевидно, что при однозначной кинематике механизма это должно приводить к его заклиниванию.

Расчет показывает, что при идеально жестких цепи и направляющих разность перемещений т.  $A_2$  для двух звездочек может достигать нескольких мм. Хотя реально за счет податливости цепи эта разница будет меньше, но все же она должна приводить если не к заклиниванию цепи, то, по крайней мере, к "заеданию" механизма.

Аналогичный результат был получен при анализе с помощью другой

расчетной схемы, позволяющей проследить изменение угла поворота ведомой звездочки в зависимости от угла поворота ведущей (рис. 3).

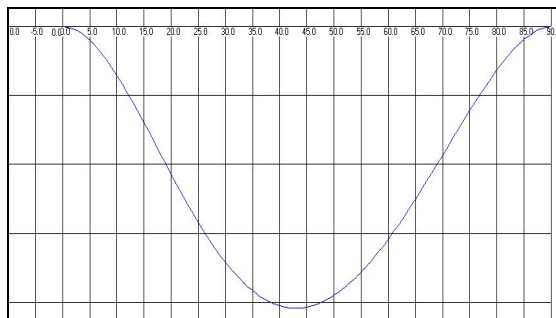


Рис. 3. Расхождение углов поворота ведущей и ведомой звездочек в зависимости от угла поворота ведущей

В результате анализа указанной проблемы предложены несколько технических решений, направленных на устранение разницы перемещений ведомого и ведущего звеньев, приводящих к заклиниванию механизма. Использование различных расчетных схем было обусловлено особенностями рассматриваемых вариантов.

В качестве одного из решений, позволяющих синхронизировать углы поворота ведомой и ведущих звездочек, было предложено изменение текущего радиуса ведомой звездочки таким образом, чтобы в проекции на горизонтальную ось оно компенсировало увеличение длины цепи. На рис. 4 показана траектория ролика ведомого звена, при которой разность указанных углов не превышает 0,001 радиана.

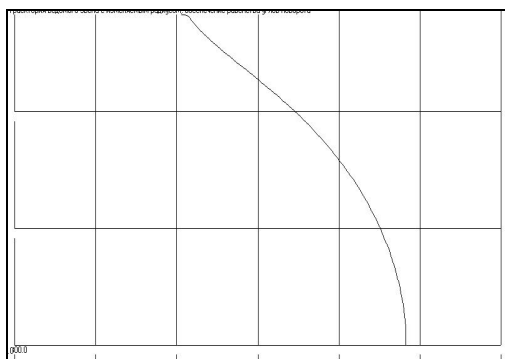


Рис. 4. Траектория ролика ведомого звена в проекции на фронтальную плоскость (начало координат совпадает с центром звездочки)

**Выводы.** Разработанные рекомендации и программный комплекс позволяют решать прикладные конструкторские задачи. Учитывая указанные особенности кинематики, спроектирован профиль, который удовлетворяет заданному условию равенства перемещений верхней и нижней ветвей.

**Список литературы:** 1. *Медведев Н.Г., Абляскин О.И., Сериков В.И.* Повышение быстродействия механизмов для перемещения стандартных грузов // Материалы междунар. науч.-техн. конф. "MicroCAD'97". 12-14 мая 1997 г. Харьков: ХГПУ. 1996. Ч.3. С. 344. 2. *Евченко К.* Как выбрать САД-систему // САПР и графика. – 2002. – №5. – С. 85-86. 3. *Малов М.* Библиотеки стандартных элементов в SolidWorks. Ч. 2 // САПР и графика. – 2002. – № 7. – С. 44-48. 4. *Зайков М.* Комплекс ТехноПро /Шестерни для проектирования и моделирования изготовления зубчатых колес // САПР и графика. – 2002. – № 7. – С. 53-55.

*Поступила в редколлегию 12.04.11*

УДК 621.833

**В. В. СТАВИЦКИЙ**, канд. техн. наук, доц., ВНУ им. В. Даля, Луганск;  
**П. Л. НОСКО**, д-р техн. наук, проф., проректор ВНУ им. В. Даля, Луганск

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО КПД В ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ С УЧЕТОМ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

*Получены аналитические выражения для оценки потерь мощности вследствие трения скольжения и качения в зубчатом зацеплении. Выявлены основные факторы, влияющие на эффективность эвольвентной зубчатой передачи.*

*Отримані аналітичні вирази для оцінки втрат потужності внаслідок тертя ковзання та качення в зубчастому зацепленні. З'ясовані основні чинники, що впливають на ефективність евольвентної циліндричної зубчастої передачі.*

*Analytical expressions are got for the estimation of sliding and rolling power losses in the mesh teethes. Basic factors, influencing on efficiency of gearing, are exposed.*

**Постановка проблемы.** Развитие современных энергетических машин идет по пути увеличения скоростей вращения с целью увеличения их мощности при снижении массы и габаритов деталей передач. Например, в современном турбостроении окружные скорости зубчатых колес достигают 120 м/с, а передаваемые мощности – 100 МВт и более. При таких параметрах даже при высоких значениях КПД потери в зубчатом редукторе составляют десятки киловатт. С целью достоверной комплексной оценки влияния геометрических параметров и условий эксплуатации на эффективность функционирования зубчатых передач необходимо иметь аналитическое выражение для